

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Balanceamento Dinâmico de um Simulador de Máquinas Rotativas

Projeto de Graduação

Gabriel Angelo Tancredi Coelho

Agosto de 2013



ESCOLA POLITÉCNICA
ENGENHARIA NAVAL E OCEÂNICA



“Balanceamento Dinâmico de um Simulador de Máquinas Rotativas”

Gabriel Angelo Tancredi Coelho – DRE 107388989

Projeto de Graduação Submetido Ao Corpo Docente Do Departamento De Engenharia Naval E Oceânica Da Escola Politécnica Da Universidade Federal Do Rio De Janeiro Como Parte Dos Requisitos Necessários Para A Obtenção Do Grau De Engenheiro Naval.

Aprovado por:

Luiz Antonio Vaz Pinto, D.Sc. – COPPE/UFRJ
(ORIENTADOR)

Ricardo Homero Ramírez Gutiérrez, M.Sc.– COPPE/UFRJ
(CO-ORIENTADOR)

Severino Fonseca da Silva Neto, D.Sc.
– COPPE/UFRJ

Rio de Janeiro, RJ – Brasil
Agosto de 2013

BALANCEAMENTO DINÂMICO DE UM SIMULADOR DE MÁQUINAS ROTATIVAS

Gabriel Angelo Tancredi Coelho

Agosto/2013

Orientador: Luiz Antonio Vaz Pinto

Departamento: Engenharia Naval e Oceânica

Resumo do Trabalho: Nesse trabalho foi estudado o balanceamento dinâmico de rotores por meio do método dos coeficientes de influência. Foram realizados experimentos a fim de comprovar a confiabilidade do método. Uma ferramenta foi desenvolvida de modo a agilizar os cálculos e reduzir o tempo de parada das máquinas.

“A sua sorte é como você trata as pessoas”.

Agradecimentos

Seria impossível chegar até aqui sem os conselhos, ajuda, carinho e colo da minha mãe Monica Tancredi. Sem dúvida minha maior fonte de inspiração e motivação. Agradeço a ela por tudo que conquistei até hoje. Agradeço a meu pai Miguel Luz, pela incessante busca do meu bem estar, sempre se preocupando se eu tinha tudo que precisava para otimizar meu rendimento. A minha irmã Nicolle Tancredi agradeço pelos conselhos profissionais e principalmente pelo carinho fraternal e reconfortante nos momentos mais difíceis. A minha avó/mãe Ida Gomes Tancredi, exemplo máximo de superação e vontade de viver.

A família que a Naval me deu, gratidão sem limites. Alguns membros dessa família precisam ser citados: Túlio Jaguar da Cunha, minha dupla dos projetos, que sempre ajustava as velas quando a embarcação ameaçava ficar à deriva. Carolina Bethlem, Cinthia Costa, Eloana Coutinho, Fernanda Brandão, Fernanda Roale, Gelder Guerreiro, Júlio César, Mariana Candella, Oto Matos, Taís Pinheiro, Tatiana Esteves e Bruno Pontes pela ajuda, pela paciência, e, principalmente, pelo bom humor com que por diversos momentos me faziam esquecer os problemas.

Aos meus colegas de trabalho do ABS Group pela compreensão e ajuda de sempre.

Aos meus amigos Matheus Jung, Monique Silveira, Raquel Pinheiro, Nathalia Ferro, Graciele Tanaka e Jessica de Abreu por fazerem minha vida mais feliz.

Aos meus amigos Antonio, Daniel, Eduardo, João, Lucas e Marcelo por entenderem que tudo que deixei de ir por causa do estudo, um dia, vai ter valido a pena.

A equipe de profissionais do LEDAV, pela disponibilidade e paciência. Aos professores Luiz Vaz, Ulisses Monteiro e Severino Fonseca Neto pelos conselhos e presteza de sempre. Agradeço especialmente a meu co-orientador Ricardo Homero, que me acompanhou integralmente e me guiou para os caminhos mais coerentes durante toda a execução deste projeto.

Sumário

1	Introdução	2
2	Desbalanceamento de Rotores	3
2.1	Causas de Desbalanceamento	3
2.2	Identificação de Desbalanceamento	3
2.3	Tipos de Desbalanceamento	5
2.3.1	Desbalanceamento Estático	5
2.3.2	Desbalanceamento Conjugado	5
2.3.3	Desbalanceamento Dinâmico	6
2.4	Desbalanceamento Residual Permissível	7
3	Tipos de Rotores	11
3.1	Rotores Rígidos	12
3.2	Rotores Flexíveis	13
3.3	Vibração de Máquinas em um Navio	14
4	Balanceamento de Rotores	16
4.1	Balanceamento Estático	16
4.2	Balanceamento Dinâmico	17
5	Procedimento Experimental	21
5.1	Aparato Experimental	21
5.2	Passo a Passo	24
5.3	Estimativa da Massa de Teste	25
5.4	Testes Realizados	25
5.4.1	Dados Coletados	27
5.4.2	Planilha de Cálculos	29
5.5	Resultados Obtidos	30
6	Análise dos Resultados	31
7	Considerações Finais	37
8	Recomendação de Trabalhos Futuros	38
9	Bibliografia	39

1 Introdução

O uso de máquinas rotativas ou rotores é bastante comum na maioria das empresas que suprem a crescente indústria de óleo e gás. Muitas dessas máquinas desempenham papel fundamental na linha de produção. Todavia, falhas nessas máquinas são comumente observadas. As falhas mais comuns são:

- Desbalanceamentos;
- Defeitos em rolamentos;
- Desalinhamento de acoplamentos;
- Empenamento de eixo;
- Defeitos em engrenagens.

Como qualquer interrupção na produção pode acarretar em custos excessivos à empresa, é extremamente importante a constante verificação e manutenção dessas máquinas. Para isso, ferramentas e técnicas que minimizem ou identifiquem em um estágio prematuro as falhas são alvos constantes de estudos na engenharia.



Figura 1.1 – Eixo Propulsor de Navio

A falha que será o foco deste projeto é o desbalanceamento. O presente projeto irá abordar uma das técnicas que visam à minimização desta falha, conhecida como balanceamento dinâmico. Ainda serão coletados dados de campo, sobre os quais será aplicado o método em questão e verificar se o desbalanceamento será reduzido. Na Figura 1.1, é possível ver o eixo do sistema propulsivo de um navio, exemplo típico de um rotor sujeito a desbalanceamento.

2 Desbalanceamento de Rotores

No intuito de elaborar métodos de balanceamento de rotores, é necessário primeiro entender o conceito de desbalanceamento. O desbalanceamento pode ser definido como sendo a distribuição assimétrica de massa em um rotor. O desbalanceamento produzirá forças centrífugas que serão transmitidas aos mancais do equipamento. Uma vez transmitidas, essas forças poderão fazer com que componentes se danifiquem, diminuindo a sua vida útil.

2.1 Causas de Desbalanceamento

A má distribuição da massa pode ser causada por diversos fatores. Alguns dos motivos principais de desbalanceamento podem ser encontrados a seguir:

- Erro do fabricante (ajustes e tolerâncias);
- Falta de homogeneidade do material;
- Comissionamento impróprio das máquinas;
- Deformação térmica do eixo;
- Desgastes durante a operação;
- Tensões residuais.

Todos esses fatores podem fazer com que ocorra mudança de posição do eixo principal de inércia (EPI) em relação ao eixo de rotação (ER). Quando esses dois eixos não estão coincidentes, se considera que aquela máquina rotativa está desbalanceada.

2.2 Identificação de Desbalanceamento

O principal sintoma de desbalanceamento de um rotor é a vibração. Como estudado em (1), a vibração é causada pelo surgimento de forças e momentos, que serão suportados pelos mancais. A Figura 2.1 esquematiza um desbalanceamento.

Segundo (2), o desbalanceamento é caracterizado por uma vibração senoidal na frequência da rotação (uma vez por revolução) na direção radial. Sendo assim, o desbalanceamento pode ser identificado na primeira ordem de vibração. Em sistemas desbalanceados, esta é bem maior que as demais ordens de vibração, como mostra a Figura 2.2.

Observe que a primeira ordem apresenta uma velocidade RMS muito destoante das demais.

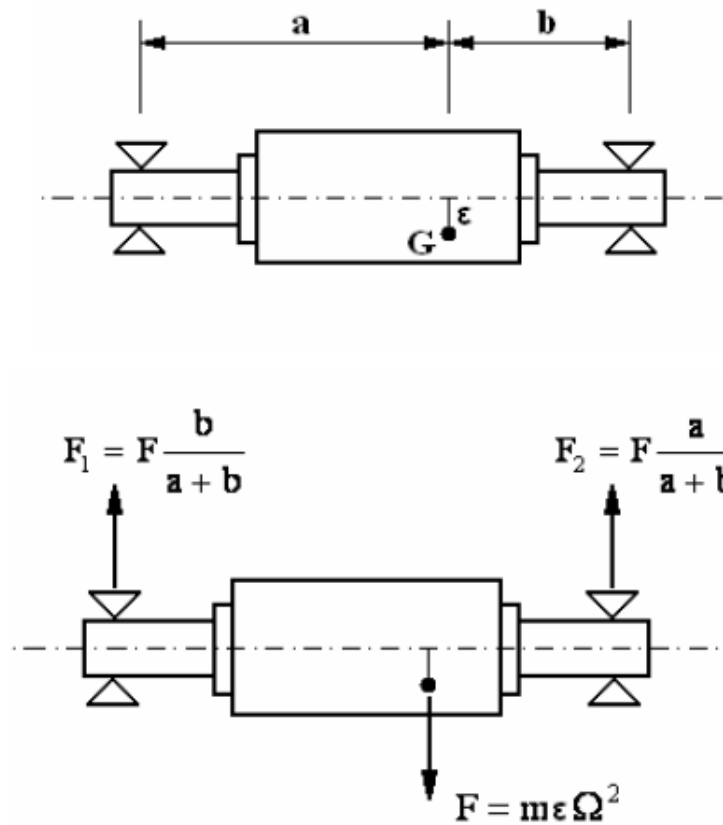


Figura 2.1 - Força de desbalanceamento transmitida aos mancais

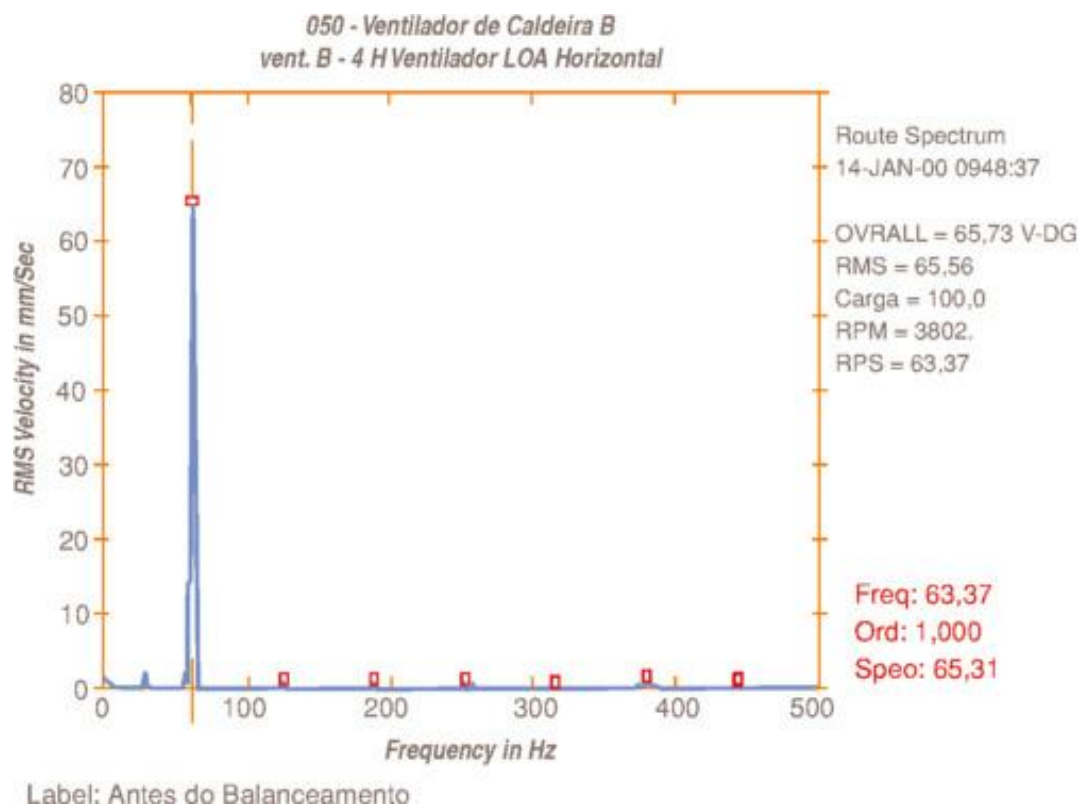


Figura 2.2 - Ventilador de Caldeira Desbalanceado

2.3 Tipos de Desbalanceamento

Através da análise dos vetores de forças de reação nos mancais, é possível identificar o tipo de desbalanceamento presente, como pode ser visto nos subitens a seguir.

2.3.1 Desbalanceamento Estático

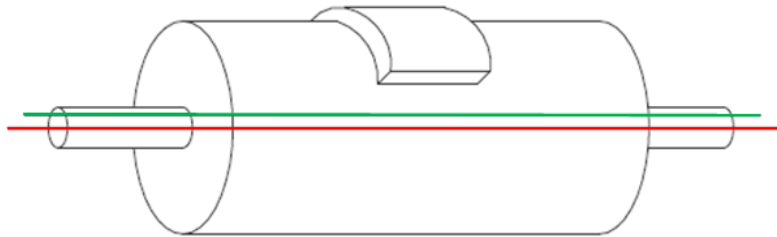


Figura 2.3– Desbalanceamento Estático Típico

Na Figura 2.3, o eixo vermelho representa o eixo principal de inércia, enquanto o eixo verde é o eixo ao redor do qual a máquina está rotacionando. Pode-se ver que os dois eixos estão paralelos. Essa configuração representa o desbalanceamento estático ou desbalanceamento em um plano. As forças de reação F_1 e F_2 nos mancais são iguais, paralelas e no mesmo sentido, como ilustra a Figura 2.4.

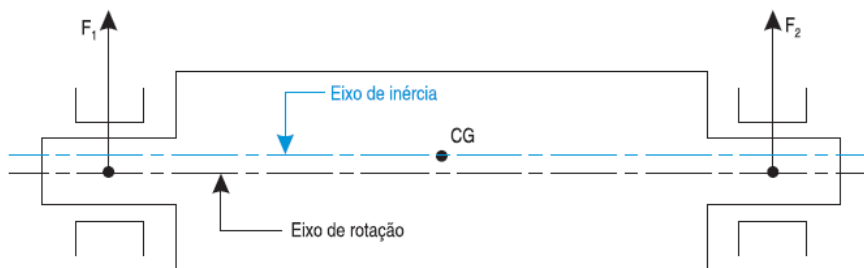


Figura 2.4 - Desbalanceamento Estático: Força de Reação nos Mancais

O desbalanceamento estático é mais comumente observado em rotores em forma de disco circular delgado como um ventilador, um volante, uma engrenagem e um disco de esmeril montado em um eixo.

2.3.2 Desbalanceamento Conjugado

Quando o eixo principal de inércia não está paralelo ao eixo de rotação, porém o intersecta no centro de gravidade do rotor, este apresenta desbalanceamento conjugado, que pode ser observado na Figura 2.5.

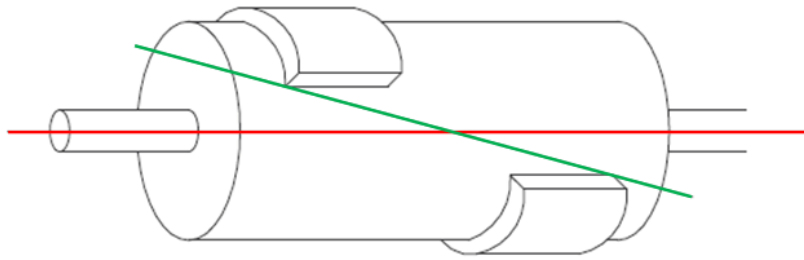


Figura 2.5 - Desbalanceamento Conjugado Típico

No desbalanceamento conjugado, as forças de reação nos mancais também são paralelas e iguais em magnitude. No entanto, elas estão em sentidos opostos, como pode ser visto na Figura 2.6.

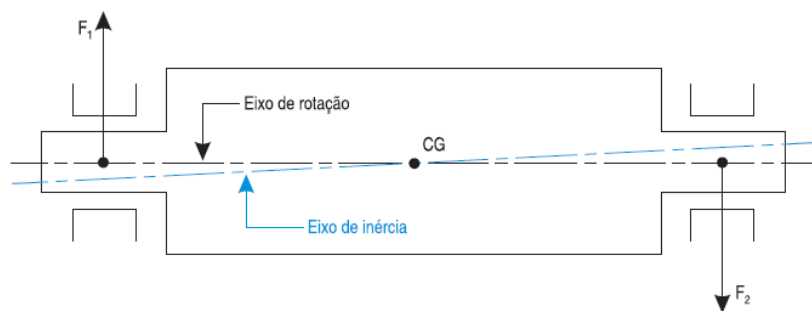


Figura 2.6 - Desbalanceamento Conjugado: Força de Reação nos Mancais

2.3.3 Desbalanceamento Dinâmico

A configuração onde o eixo principal de inércia e o eixo de rotação não estão paralelos nem se intersectam no centro de gravidade do rotor é conhecida como desbalanceamento dinâmico ou desbalanceamento em dois planos e está esquematizado na Figura 2.7. Este tipo de desbalanceamento é uma combinação dos dois anteriores.

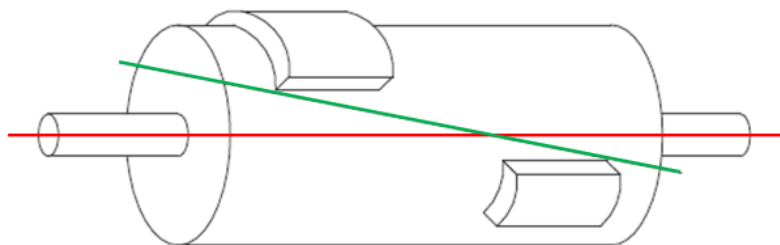


Figura 2.7 - Desbalanceamento Dinâmico Típico

Observe a Figura 2.8. Neste tipo de desbalanceamento, as forças de reação nos mancais possuem magnitudes, direções e sentidos diferentes.

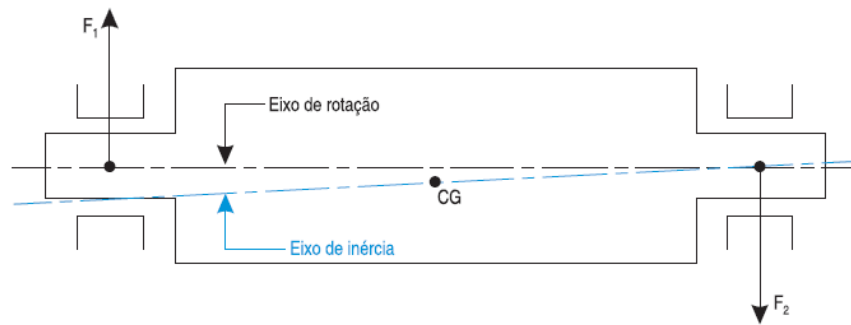


Figura 2.8 - Desbalanceamento Dinâmico: Força de Reação Nos Mancais

O desbalanceamento dinâmico geralmente é observado em rotores tipo corpo rígido alongado, ao longo de todo seu comprimento.

2.4 Desbalanceamento Residual Permissível

É praticamente impossível fazer com que um rotor opere sem algum tipo de desbalanceamento. Para conseguir tal fato, muito tempo e dinheiro seriam gastos. Sendo assim, todas as máquinas rotativas operam com o chamado ‘desbalanceamento residual permissível’.

Os limites máximos permissíveis de desbalanceamento residual são padronizados segundo a norma “DIN ISO 1940/1: *Balance Quality Requirements of Rotating Rigid Bodies*” (3). Esta norma estabelece graus aceitáveis de qualidade de balanceamento (G) para vários tipos de rotores rígidos.

Para o cálculo do desbalanceamento residual permissível, é necessário conhecer a teoria por trás do grau de qualidade.

O grau de qualidade é um valor que deve ser escolhido de acordo com o tipo do rotor, como pode ser visto na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Grau de Qualidade de balanceamento para diversos tipos de rotores rígidos

Grau de qualidade de balanceamento G	$e_{\text{per}} \cdot \omega$ [mm/s]	Tipos de rotores - Exemplos Gerais
G 4000	4000	Motores-virabrequins de motores marinhos lentos à diesel com número ímpar de cilindros, montados rigidamente.
G 1600	1600	Motores-virabrequins de motores grandes de dois tempos, montados rigidamente.
G 630	630	Motores-virabrequins de motores grandes de quatro tempos, montados rigidamente.
		Motores-virabrequins de motores marinhos à diesel, montados elasticamente.
G 250	250	Motores-virabrequins de motores rápidos à diesel com quatro cilindros, montados rigidamente.
G 100	100	Motores-virabrequins de motores rápidos à diesel com seis ou mais cilindros.
		Motores completos (à diesel ou gasolina) para carros, caminhões e locomotivas.
G 40	40	Rodas de carros, aros de rodas, conjuntos de rodas, eixos de tração.
		Motores-virabrequins de motores rápidos de quatro tempos (diesel ou gasolina), com seis ou mais cilindros, montados elasticamente.
		Motores-virabrequins para motores de carros, caminhões e locomotivas.
G 16	16	Eixos de tração (eixos de propulsão, eixos cardan) com requisitos especiais.
		Partes do maquinário de compressores.
		Partes de maquinário agrícola.
		Componentes individuais de motores (diesel ou gasolina) para carros, caminhões e locomotivas.
		Motores-virabrequins de motores com seis ou mais cilindros sob condições especiais.
G 6,3	6,3	Partes ou máquinas de plantas de processamento.
		Engrenagens de turbinas principais marinhas (serviço mercante).
		Tambores centrífugos.
		Ventiladores.
		Rotores montados de turbinas de aviões, à gás.
		Volantes.
		Bombas impelidoras.
		Máquinas-ferramenta e partes genéricas de maquinaria.
		Armaduras elétricas normais.
G 2,5	2,5	Componentes individuais de motores sob condições especiais.
		Turbinas à gás e vapor, incluindo turbinas principais marinhas (serviço mercante).
		Rotores de turbo-geradores rígidos.
		Rotores.
		Turbo-compressores.
		Tracionadores de máquinas-ferramenta.
		Armaduras elétricas médias e grandes com requisitos especiais.
		Armaduras elétricas pequenas.
G 1	1	Bombas tracionadas por turbina.
		Gravadores e motores de toca-discos.
		Motores de máquinas amoladoras.
G 0,4	0,4	Armaduras elétricas pequenas com requisitos especiais.
		Eixos, discos e armaduras de amoladores de precisão.
		Giroscópios

Onde e_{per} é o desbalanceamento residual permissível específico¹ em g.mm/kg, e ω é a velocidade angular em rad/s.

¹Entende-se por desbalanceamento residual específico aquele que independe da massa do rotor, i.e., por unidade de massa do rotor.

Outro jeito de encontrar o valor de e_{per} é por meio da Figura 2.9. Para a correta determinação, deve-se conhecer a velocidade máxima de operação do rotor e o grau de qualidade G a ele associado.

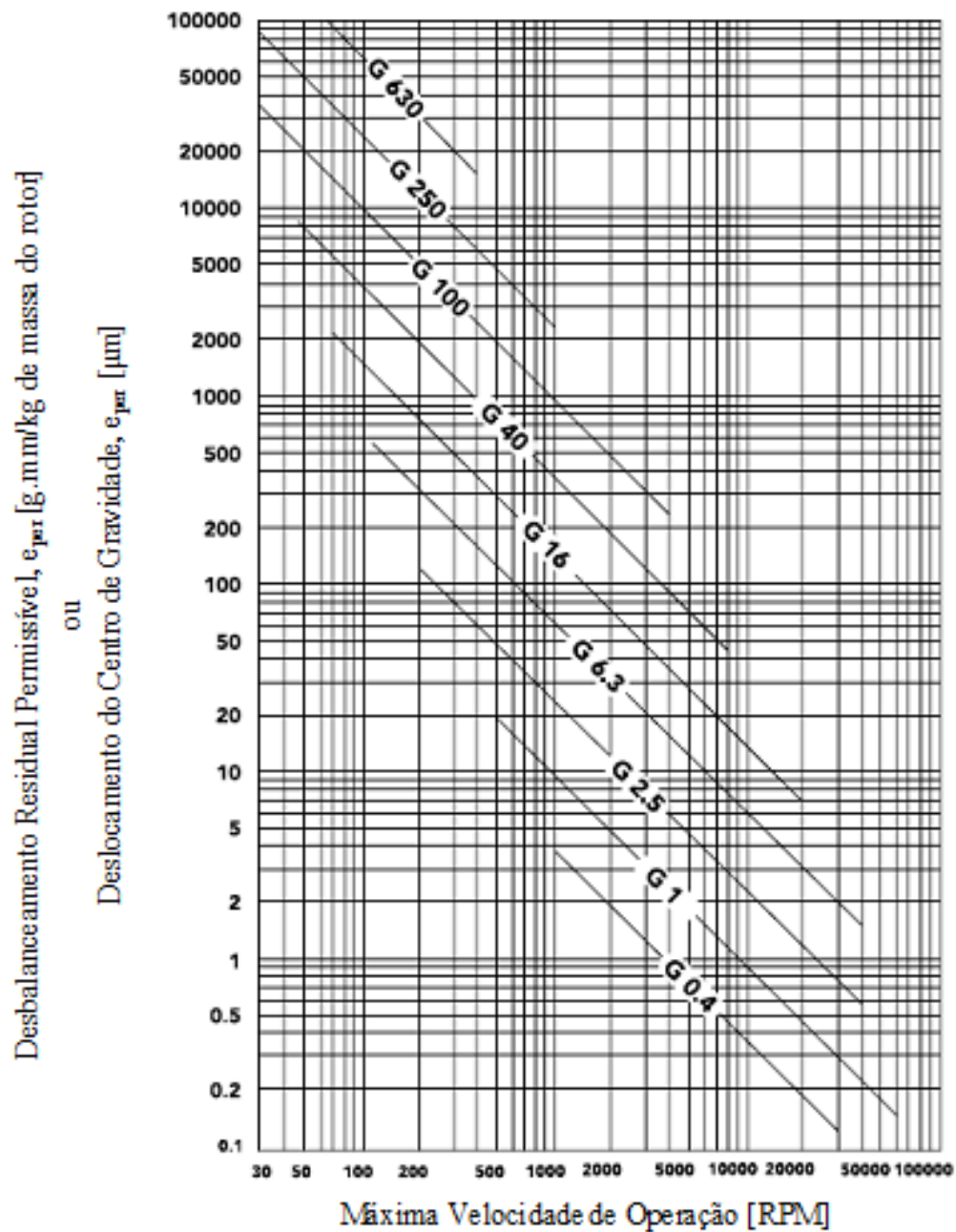


Figura 2.9- Máximo desbalanceamento residual permissível específico, e_{per} .

Sendo assim, o grau de qualidade G é constante para o mesmo tipo de rotor e pode ser expresso por:

$$G = e_{per} \times \omega = \text{constante} \quad (\text{Eq. 1})$$

Isso se deve ao fato de que rotores com geometria similar operando a uma mesma velocidade apresentarão tensões similares no rotor e em seus mancais.

Para determinar o desbalanceamento residual permissível U_{per} de determinado rotor, basta agora multiplicar o desbalanceamento residual permissível específico pela massa do rotor em quilogramas. Sendo assim:

$$U_{\text{per}} = e_{\text{per}} \times m_{\text{rotor}} \quad (\text{Eq. 2})$$

Esse valor é dado em grama-milímetro ou g-mm.

3 Tipos de Rotores

Um rotor é classificado como rígido ou flexível, dependendo da relação entre a velocidade de rotação (RPM) e sua frequência natural. O rotor e o eixo de uma turbo-máquina, assim como qualquer objeto material, possuem suas próprias frequências naturais. Quando a frequência natural de qualquer parte da turbo-máquina é igual à velocidade de rotação, se tem uma condição de ressonância. A velocidade de rotação que faz o rotor entrar em ressonância é chamada de velocidade crítica. Se aumentarmos a velocidade de rotação de uma turbo-máquina, a partir do repouso, e anotarmos as respectivas amplitudes de vibração, conseguiríamos um gráfico parecido ao mostrado na Figura 3.1. Observe:

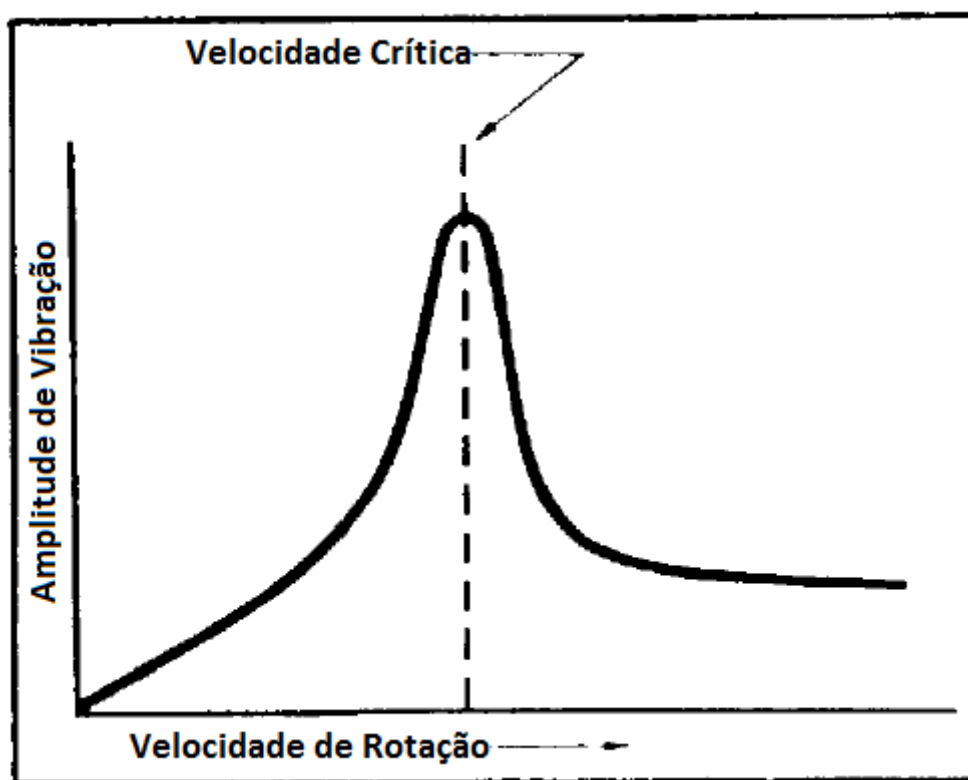


Figura 3.1 - Velocidade Crítica

A velocidade de rotação na qual ocorre o pico de amplitude é chamada de velocidade crítica e é exatamente a essa velocidade que ocorre o fenômeno da ressonância. (4)

3.1 Rotores Rígidos

Tudo o que foi falado até aqui e o que será falado neste relatório a respeito de desbalanceamento só deve ser considerado se os planos que contêm as forças resultantes F_1 e F_2 se mantiverem imóveis um em relação ao outro. Sendo assim, a condição de rotor rígido é necessária.

Segundo (5), um rotor é considerado rígido quando as deformações elásticas que ocorrem em serviço não são suficientes para influenciar significativamente as resultantes F_1 e F_2 .

Não é uma tarefa simples a determinação do tipo do rotor, uma vez que até a relação entre as flexibilidades do conjunto rotor-eixo e a do mancal também deve ser levada em consideração. Quanto maior é a flexibilidade dos mancais, mais o rotor pode ser considerado rígido, como mostra a Figura 3.2.

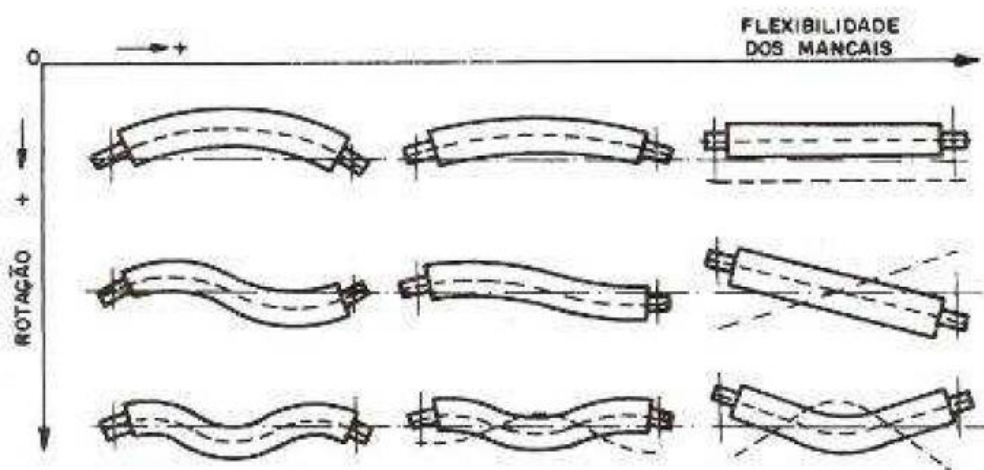


Figura 3.2 - Relação Flexibilidade dos Mancais x Rotação x Rigidez do Rotor

Os rotores rígidos são aqueles que operam abaixo da sua primeira frequência natural de vibração. Na Figura 3.2, estão representados pela terceira coluna (mancais mais flexíveis). Segundo (4), para ser considerado rígido, o rotor deve operar a uma velocidade de até 70% a sua velocidade crítica. Assim sendo, quando balanceado a uma velocidade, o rotor rígido estará balanceado em todos os demais regimes de operação. Estes rotores são dimensionados para resistir ao peso próprio sem flexão. Segundo (1), esses rotores apresentam um deslocamento do seu centro geométrico devido à flexão menor que o deslocamento do centro de massa devido ao desbalanceamento e, em geral, não estão sujeitos às flexões modais.

O balanceamento em até dois planos perpendiculares ao eixo de rotação pode ser executado com sucesso para rotores do tipo rígido. A grande parte dos rotores utilizados na indústria é classificada como do tipo rígido. Sendo assim, o estudo presente neste projeto pode ser aplicado à maioria dos casos reais.

3.2 Rotores Flexíveis

Ainda segundo (1), ao contrário dos rotores rígidos, os rotores flexíveis apresentam um deslocamento do centro geométrico do eixo em relação à linha de centro dos mancais maior que o deslocamento do centro de massa em relação ao centro geométrico do conjunto girante.

Esses rotores operam a uma velocidade acima de 70% de sua velocidade crítica. As forças devido ao desbalanceamento irão fazer com que o rotor dobre ou flexione e, por isso, são chamados de rotores flexíveis.

A uma velocidade muito alta, a força centrífuga resultante do desbalanceamento será alta o suficiente para flexionar ou dobrar o rotor no centro do desbalanceamento. Ao fletir, o EPI é deslocado em relação ao ER, criando um novo desbalanceamento. Para remover esse desbalanceamento, pode-se fazer o balanceamento de dois planos para essa condição. No entanto, para as demais condições de operação (velocidades), o balanceamento não estará garantido. Nesse caso, o balanceamento em três ou mais planos é necessário (tantos quantos forem os planos desbalanceados). Na Figura 3.2, é possível ver na primeira coluna, que o rotor pode fletir de diferentes maneiras, dependendo de sua velocidade de rotação. Nessa coluna, é possível ver o primeiro, o segundo e o terceiro modos de flexão (primeira, segunda e terceira velocidades críticas). Exemplos de máquinas que assumem essa configuração são bombas centrífugas *multi-stage*, compressores e turbinas a gás.

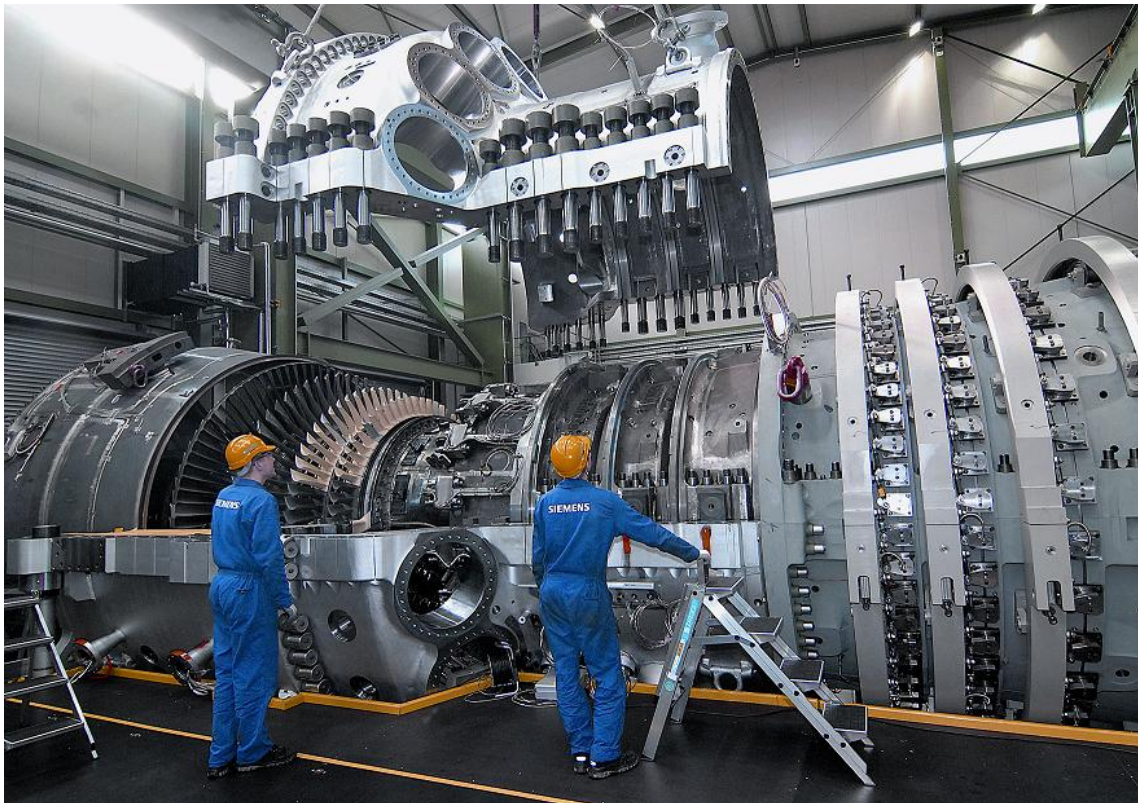


Figura 3.3 – Turbina a Gás pode assumir a configuração de rotor flexível (6)

3.3 Vibração de Máquinas em um Navio

A fim de reduzir o risco de falhas por vibrações excessivas nas máquinas e estruturas a bordo de um navio, devem-se seguir os requisitos que estabelecem limites de vibração. Além disso, foi criada uma regra que padroniza os níveis permissíveis de vibração de cada tipo de equipamento. Esta regra é a “*DNV Vibration Class*” (7). Ela define que o nível de vibração deve ser medido em velocidade, valor RMS, na unidade mm/s. O critério lá definido deve ser atendido para todos os regimes de operação do navio. Na Tabela 3.1, é possível ver alguns exemplos de níveis de vibração permissíveis, estabelecidos pela norma supracitada.

Tabela 3.1 - Exemplos de Níveis de Vibração Permissíveis

Table C1 Shaft line bearings		
<i>Velocity</i>		
1 – 200 Hz		
5 mm/s		
To be measured horizontally or vertically with the shaft centre. Shaft line vibration is specified in Pt.4 Ch.4 Sec.1. Frequency spectra to be presented to identify low frequency components.		
Table C3 Diesel engines > 200 rpm		
<i>Velocity</i>		
4 – 200 Hz		
Firmly mounted	Resiliently mounted	
15 mm/s	25 mm/s	
To be measured on the engine block top and bottom. 20% overshoot of the above criteria allowed for non continuous running in the operating speed range.		
Table C4 Turbochargers		
4 – 200 Hz		
<i>Total combined power from cylinder group serving one turbocharger</i>	<i>Velocity</i>	<i>Acceleration</i>
Below 5 MW	45 mm/s	2.5 g
5 - 10 MW	50 mm/s	2.0 g
Above 10 MW	55 mm/s	1.5 g
To be measured at the top of compressor casing. 20% overshoot of the above criteria allowed for non continuous running in the operating speed range.		
Table C6 Turbines		
<i>Velocity</i>		
4 – 1000 Hz		
7 mm/s		
To be measured in any direction on the bearings. Applies to both fixed and resilient mounted.		

4 Balanceamento de Rotores

O processo que tem como objetivo melhorar a distribuição de massa no rotor é chamado balanceamento.

Aqui, serão abordados dois tipos de balanceamento: balanceamento estático e balanceamento dinâmico. Existem algumas técnicas que permitem realizar esses processos com bastante precisão. O presente trabalho, no entanto, irá abordar a técnica conhecida como ‘Método dos Coeficientes de Influência’.

4.1 Balanceamento Estático

Como foi visto em (8), quando um rotor é da forma de um disco, como um volante ou engrenagem, por exemplo, é possível balanceá-lo através do processo conhecido como balanceamento estático. No balanceamento estático, só é necessária a adição ou remoção de uma massa no plano perpendicular ao eixo de rotação. Isso fará com que o eixo principal de inércia desloque em direção ao eixo de rotação.

No balanceamento estático, se considera que a máquina assuma uma configuração linear, ou seja, as amplitudes de vibração são proporcionais às forças que as causam. A relação entre a amplitude de vibração complexa (\vec{V}) e o desbalanceamento (\vec{U}) é expressa por:

$$\vec{V} = \vec{\alpha} \cdot \vec{U} \quad (\text{Eq. 3})$$

Onde $\vec{\alpha}$ representa o coeficiente de influência. Para determinação desse coeficiente, devem-se realizar os seguintes passos:

- i) Com o rotor operando na velocidade de serviço, medir a amplitude da vibração original V_0 em um dos mancais, assim como o ângulo de fase associado F_0 ;
- ii) Colocar uma massa de teste (m) a uma posição angular (θ_m) conhecida no plano de balanceamento;
- iii) Ligar a máquina novamente e medir a nova amplitude V_1 no mesmo mancal, assim como o novo valor de ângulo de fase associado F_1 .

$\vec{\alpha}$ será o resultado da subtração de \vec{V}_1 e \vec{V}_0 , dividido pelo valor da massa de teste.

$$\vec{\alpha} = \frac{\vec{V}_1 - \vec{V}_0}{m} \quad (\text{Eq. 4})$$

Então,

$$\vec{\alpha}^{-1} = \frac{m}{\vec{V}_1 - \vec{V}_0} \quad (\text{Eq. 5})$$

A massa de correção M_c é dada por:

$$\vec{M}_c = (\vec{\alpha})^{-1} \cdot (-\vec{V}_0) \quad (\text{Eq. 6})$$

Substituindo,

$$\vec{M}_c = \frac{m}{\vec{V}_1 - \vec{V}_0} \cdot (-\vec{V}_0) \quad (\text{Eq. 7})$$

Ou ainda,

$$\vec{M}_c = \frac{m \cdot \vec{V}_0}{\vec{V}_0 - \vec{V}_1} \quad (\text{Eq. 8})$$

Assim, se chega ao valor da massa que deve ser adicionada para se obter o balanceamento. Observe que as operações feitas são vetoriais ou complexas, onde os termos são compostos de amplitude e fase. Sendo assim, ao fim, a posição da massa de correção também é conhecida.

A amplitude da vibração residual pode ser calculada por:

$$\vec{V}_0' = \vec{V}_0 + \vec{\alpha} \cdot \vec{M}_c \quad (\text{Eq. 9})$$

4.2 Balanceamento Dinâmico

A maioria dos processos de balanceamentos realizados é do tipo balanceamento em dois planos ou balanceamento dinâmico. Toda máquina rotativa que seja da forma de um corpo rígido alongado deve ser balanceada por meio desse processo. A dificuldade aqui é a necessidade de coletar as amplitudes de vibração nos dois mancais, assim como os respectivos ângulos de fase.

No entanto, o processo é análogo ao explicado em 4.1, com algumas adaptações para os dois planos.

Seja 1 e 2 os índices referentes aos mancais 1 (no plano 1) e 2 (no plano 2), respectivamente.

Na notação X_{ij} , seja 'i' referente ao plano onde as amplitudes de vibração e os ângulos de fase estão sendo observados, e 'j' referente ao plano onde a massa de teste foi inserida.

Assim sendo, para realizar o processo de balanceamento dinâmico, devem-se realizar os seguintes passos:

- Colocar o rotor para operar na velocidade de serviço;
- Medir amplitude de vibração e ângulo de fase correspondentes ao desbalanceamento original nos mancais 1 (V_{10} e F_{10}) e 2 (V_{20} e F_{20});
- Posicionar uma massa de teste (m_1) a uma distância arbitrária (R_1) do centro;
- Medir as amplitudes de vibração e ângulos de fase resultantes tanto no mancal 1 (V_{11} e F_{11}), quanto no mancal 2 (V_{21} e F_{21});
- Retirar a massa de teste (m_1) do plano 1 e posicionar outra massa de teste (m_2), agora no plano 2, a uma distância arbitrária (R_2) do centro;

- f. Obter as amplitudes de vibração e ângulos de fase resultantes no mancal 1 (V_{12} e F_{12}) e no mancal 2 (V_{22} e F_{22});

Após esses passos realizados, bastam algumas operações algébricas análogas ao balanceamento para um plano para encontrar as massas de correção do plano 1 e 2, junto com suas corretas posições. Observe:

Seja a matriz $|A|$ a correspondente aos coeficientes de influência:

$$|A| = \begin{vmatrix} \overrightarrow{\alpha_{11}} & \overrightarrow{\alpha_{12}} \\ \overrightarrow{\alpha_{21}} & \overrightarrow{\alpha_{22}} \end{vmatrix} \quad (\text{Eq. 10})$$

Onde:

$$\bullet \quad \overrightarrow{\alpha_{11}} = \frac{\overrightarrow{V_{11}} - \overrightarrow{V_{10}}}{m_1}; \quad (\text{Eq. 11})$$

$$\bullet \quad \overrightarrow{\alpha_{12}} = \frac{\overrightarrow{V_{12}} - \overrightarrow{V_{10}}}{m_2}; \quad (\text{Eq. 12})$$

$$\bullet \quad \overrightarrow{\alpha_{21}} = \frac{\overrightarrow{V_{21}} - \overrightarrow{V_{20}}}{m_1}; \quad (\text{Eq. 13})$$

$$\bullet \quad \overrightarrow{\alpha_{22}} = \frac{\overrightarrow{V_{22}} - \overrightarrow{V_{20}}}{m_2}; \quad (\text{Eq. 14})$$

Seja o vetor $\{-\overrightarrow{V_0}\}$ expresso por:

$$\{-\overrightarrow{V_0}\} = \begin{Bmatrix} -\overrightarrow{V_{10}} \\ -\overrightarrow{V_{20}} \end{Bmatrix} \quad (\text{Eq. 15})$$

E o vetor de massa $\{\overrightarrow{M_c}\}$ expresso por:

$$\{\overrightarrow{M_c}\} = \begin{Bmatrix} \overrightarrow{M_{c1}} \\ \overrightarrow{M_{c2}} \end{Bmatrix} \quad (\text{Eq. 16})$$

As massas de correção podem ser encontradas por meio de:

$$\{\overrightarrow{M_c}\} = |A|^{-1} \cdot \{-\overrightarrow{V_0}\} \quad (\text{Eq. 17})$$

Substituindo os vetores e calculando a inversa da matriz $|A|$, resulta em:

$$\begin{Bmatrix} \overrightarrow{M_{c1}} \\ \overrightarrow{M_{c2}} \end{Bmatrix} = \begin{vmatrix} \overrightarrow{-\alpha_{22}} & \overrightarrow{\alpha_{12}} \\ \overrightarrow{\alpha_{12} \cdot \alpha_{21} - \alpha_{11} \cdot \alpha_{22}} & \overrightarrow{\alpha_{12} \cdot \alpha_{21} - \alpha_{11} \cdot \alpha_{22}} \end{vmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} -\overrightarrow{V_{10}} \\ -\overrightarrow{V_{20}} \end{Bmatrix} \quad (\text{Eq. 18})$$

Realizando o cálculo, as massas de correção complexas são dadas por:

$$\overrightarrow{M_{c1}} = \frac{\overrightarrow{\alpha_{22}} \cdot \overrightarrow{V_{10}} - \overrightarrow{\alpha_{12}} \cdot \overrightarrow{V_{20}}}{\overrightarrow{\alpha_{12}} \cdot \overrightarrow{\alpha_{21}} - \overrightarrow{\alpha_{11}} \cdot \overrightarrow{\alpha_{22}}} \quad (\text{Eq. 19})$$

$$\overrightarrow{M_{c2}} = \frac{\overrightarrow{\alpha_{11}} \cdot \overrightarrow{V_{20}} - \overrightarrow{\alpha_{21}} \cdot \overrightarrow{V_{10}}}{\overrightarrow{\alpha_{12}} \cdot \overrightarrow{\alpha_{21}} - \overrightarrow{\alpha_{11}} \cdot \overrightarrow{\alpha_{22}}} \quad (\text{Eq. 20})$$

Como sabemos, números complexos podem ser representados tanto da forma polar como da forma retangular. A seguir, estão os passos para resolução na forma retangular. Observe:

Considere o índice 'ef' a representação do efeito causado pela massa de teste, observado em cada mancal:

$$V_{11}^{ef} = V_{11} - V_{10} \rightarrow \text{efeito causado por } m_1 \text{ observado no mancal 1} \quad (\text{Eq. 21})$$

$$V_{12}^{ef} = V_{12} - V_{10} \rightarrow \text{efeito causado por } m_2 \text{ observado no mancal 1} \quad (\text{Eq. 22})$$

$$V_{21}^{ef} = V_{21} - V_{20} \rightarrow \text{efeito causado por } m_1 \text{ observado no mancal 2} \quad (\text{Eq. 23})$$

$$V_{22}^{ef} = V_{22} - V_{20} \rightarrow \text{efeito causado por } m_2 \text{ observado no mancal 2} \quad (\text{Eq. 24})$$

Seja U o balanceamento requerido. Logo:

$$U_1 \cdot V_{11}^{ef} + U_2 \cdot V_{21}^{ef} = -V_{10} \quad (\text{Eq. 25})$$

$$U_1 \cdot V_{12}^{ef} + U_2 \cdot V_{22}^{ef} = -V_{20} \quad (\text{Eq. 26})$$

Realizando operações algébricas, fica-se com:

$$U_1 = \frac{-V_{10} \cdot V_{22}^{ef} + V_{20} \cdot V_{21}^{ef}}{V_{11}^{ef} \cdot V_{22}^{ef} - V_{12}^{ef} \cdot V_{21}^{ef}} \quad (\text{Eq. 27})$$

$$U_2 = \frac{-V_{20} \cdot V_{11}^{ef} + V_{10} \cdot V_{12}^{ef}}{V_{11}^{ef} \cdot V_{22}^{ef} - V_{12}^{ef} \cdot V_{21}^{ef}} \quad (\text{Eq. 28})$$

Assumindo que a solução é da forma $V = x + iy$, temos que:

$$U_1 = \frac{(a_1 + i \cdot a_2) \cdot (b_1 + i \cdot b_2)}{D} \quad (\text{Eq. 29})$$

$$U_2 = \frac{(c_1 + i \cdot c_2) \cdot (b_1 + i \cdot b_2)}{D} \quad (\text{Eq. 30})$$

Onde:

$$\begin{aligned} a_1 &= (-x_{10} \cdot x_{22} + y_{10} \cdot y_{22} + x_{20} \cdot x_{21} - y_{20} \cdot y_{21}) \\ a_2 &= -(x_{10} \cdot y_{22} - y_{10} \cdot x_{22} + x_{20} \cdot y_{21} + y_{20} \cdot y_{21}) \\ b_1 &= (x_{11} \cdot x_{22} - y_{11} \cdot y_{22} - x_{12} \cdot x_{21} + y_{12} \cdot y_{21}) \\ b_2 &= -(x_{11} \cdot y_{22} + y_{11} \cdot x_{22} - x_{12} \cdot y_{21} + y_{12} \cdot y_{21}) \\ c_1 &= (-x_{20} \cdot x_{11} + y_{20} \cdot y_{11} + x_{10} \cdot x_{12} - y_{10} \cdot y_{12}) \\ c_2 &= -(x_{20} \cdot x_{11} + y_{20} \cdot y_{11} + x_{10} \cdot x_{12} + y_{10} \cdot y_{12}) \end{aligned} \quad (\text{Eq. 31})$$

$$D = \left(x_{11} \cdot x_{22} - y_{11} \cdot y_{22} - x_{12} \cdot x_{21} + y_{12} \cdot y_{21} \right)^2 - \left(x_{11} \cdot y_{22} + y_{11} \cdot x_{22} - x_{12} \cdot y_{21} + y_{12} \cdot x_{21} \right)^2$$

E,

$$x_{10} = V_{10} \cdot \cos F_{10}$$

$$x_{20} = V_{20} \cdot \cos F_{20}$$

$$y_{10} = V_{10} \cdot \sin F_{10}$$

$$y_{20} = V_{20} \cdot \sin F_{20}$$

$$x_{11} = V_{11} \cdot \cos F_{11}$$

$$x_{12} = V_{12} \cdot \cos F_{12}$$

$$x_{21} = V_{21} \cdot \cos F_{21}$$

$$x_{22} = V_{22} \cdot \cos F_{22}$$

$$y_{11} = V_{11} \cdot \sin F_{11}$$

(Eq. 32)

$$y_{12} = V_{12} \cdot \sin F_{12}$$

$$y_{21} = V_{21} \cdot \sin F_{21}$$

$$y_{22} = V_{22} \cdot \sin F_{22}$$

Arrumando as equações (Eq. 29) e (Eq. 30):

$$U_1 = \frac{(a_1 \cdot b_1 - a_2 \cdot b_2) + i \cdot (a_1 \cdot b_2 - a_2 \cdot b_1)}{D} \quad (\text{Eq. 33})$$

$$U_2 = \frac{(c_1 \cdot b_1 - c_2 \cdot b_2) + i \cdot (c_1 \cdot b_2 - c_2 \cdot b_1)}{D} \quad (\text{Eq. 34})$$

As massas de correção mc_1 e mc_2 serão dadas pelos módulos de cada um dos desbalanceamentos. Veja:

$$mc_1 = \frac{\sqrt{(a_1 \cdot b_1 - a_2 \cdot b_2)^2 + (a_1 \cdot b_2 - a_2 \cdot b_1)^2}}{D} \quad (\text{Eq. 35})$$

$$mc_2 = \frac{\sqrt{(c_1 \cdot b_1 - c_2 \cdot b_2)^2 + (c_1 \cdot b_2 - c_2 \cdot b_1)^2}}{D} \quad (\text{Eq. 36})$$

Já o ângulo de localização (θ_1 e θ_2) de cada massa será encontrado pelo argumento das (Eq. 33) e (Eq. 34).

$$\theta_1 = \arctan\left(\frac{a_1 \cdot b_1 - a_2 \cdot b_2}{a_1 \cdot b_2 - a_2 \cdot b_1}\right) \quad (\text{Eq. 37})$$

$$\theta_2 = \arctan\left(\frac{c_1 \cdot b_1 - c_2 \cdot b_2}{c_1 \cdot b_2 - c_2 \cdot b_1}\right) \quad (\text{Eq. 38})$$

5 Procedimento Experimental

A fim de aplicar o método dos coeficientes de influência para a obtenção do balanceamento dinâmico, será realizado um procedimento experimental para a aquisição dos dados. Para tal, foi utilizado um simulador de máquinas, conhecido como *Rotor Kit*, pertencente ao Laboratório de Ensaios Dinâmicos e Análise de Vibração (LEDAV).

5.1 Aparato Experimental

Para realização do experimento, foram necessários:

- ✓ *Rotor Kit* – Aparelho que simula as turbo-máquinas existentes na indústria. Ele permite o controle da rotação e colocação de massas em diferentes posições para causar o desbalanceamento, realizar as medições e aplicar;
- ✓ Balança de Precisão – Para medição das massas que serão colocadas no rotor;
- ✓ Tacômetro – Aparelho utilizado para medição da rotação do equipamento;
- ✓ Acelerômetros – Sensor utilizado para medição das acelerações resultantes do desbalanceamento;
- ✓ *Software “Signal Express”* - Programa utilizado para a aquisição e processamento dos sinais emitidos pelos acelerômetros e tacômetro.

Todo o aparato necessário para realização da coleta está ilustrado nas figuras a seguir.



Figura 5.1–RotorKit



Figura 5.2 - Balança de Precisão

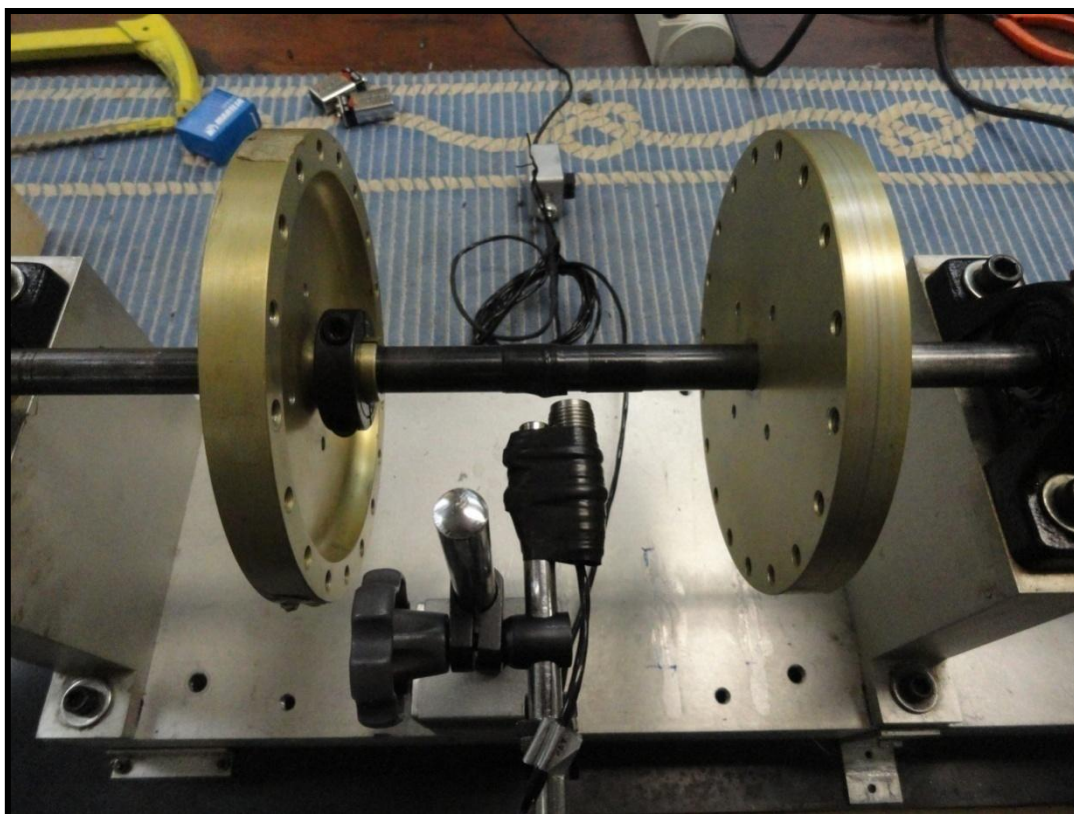


Figura 5.3– Tacômetro

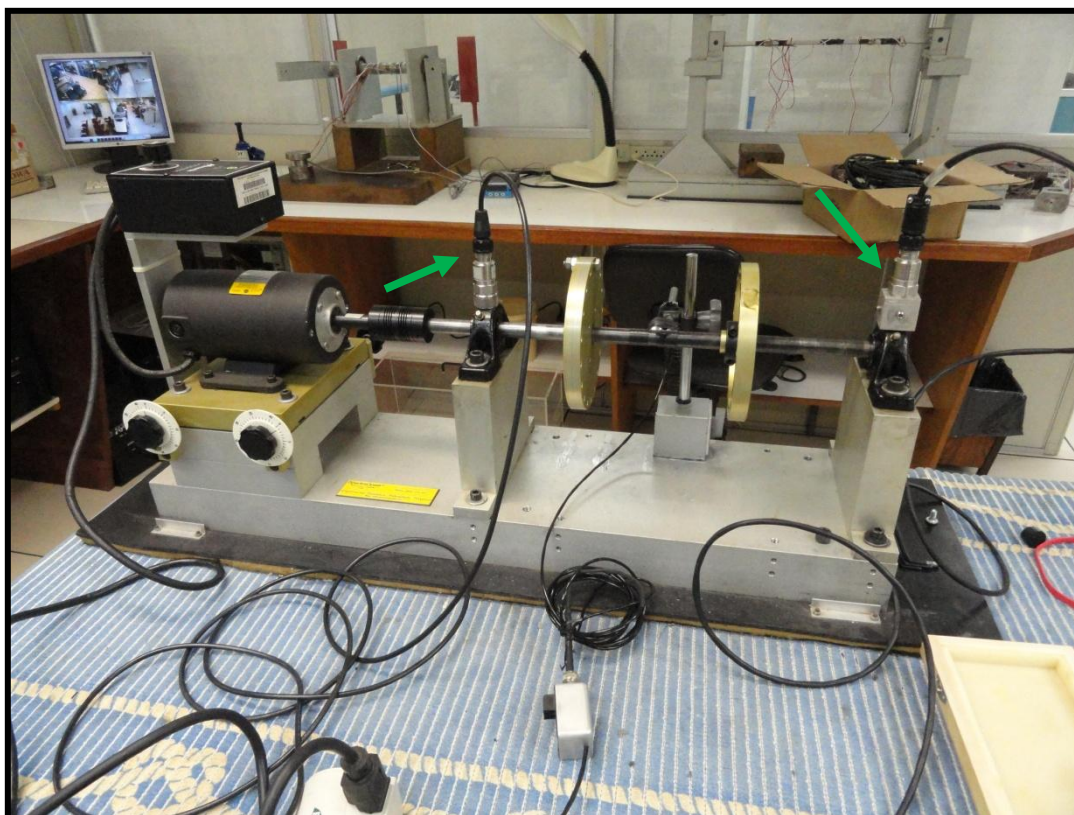


Figura 5.4– Acelerômetros

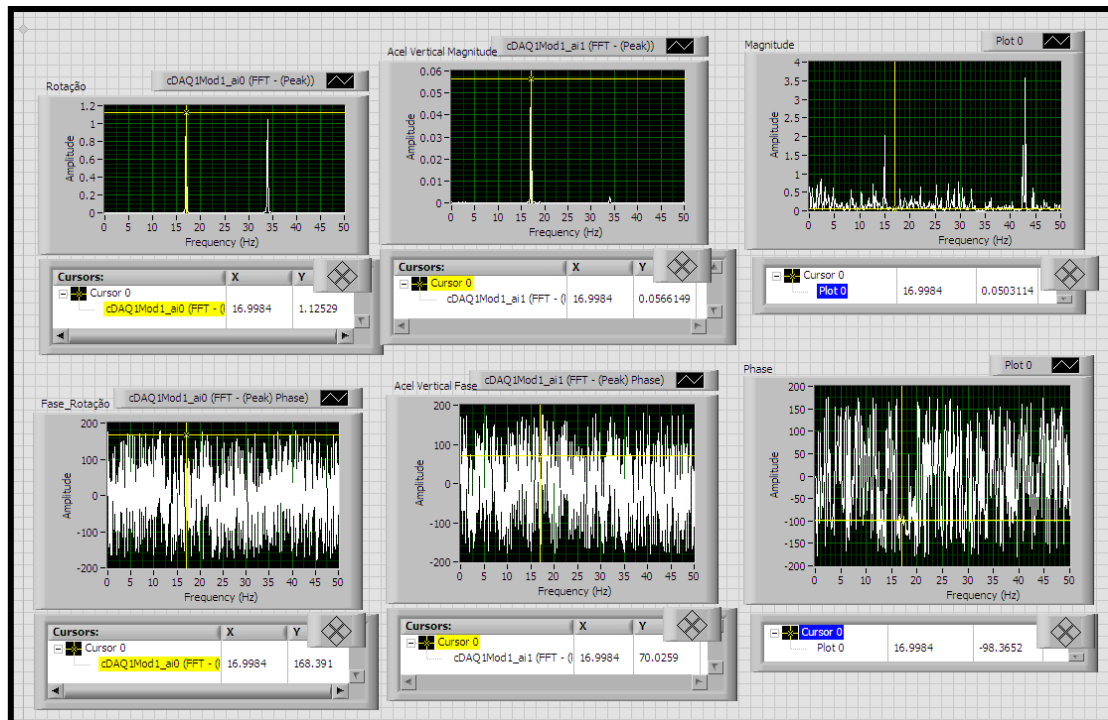


Figura 5.5 - Software de Leitura dos Dados 'Signal Express'

5.2 Passo a Passo

Com todos os aparatos devidamente instalados, o passo a passo do experimento pode ser visto a seguir:

- i. Definir rotação de teste;
- ii. Ligar o rotor e conferir se ele está balanceado em condições normais naquela rotação;
- iii. Desligar a máquina e adicionar massas desbalanceadoras nos dois planos do rotor;
- iv. Medir amplitude e fase de vibração em cada plano na velocidade de operação na condição desbalanceada $[V_{10}, V_{20}]$ e $[F_{10}, F_{20}]$;
- v. Posicionar primeira massa de teste (m_1) conhecida em posição também conhecida no plano 1;
- vi. Medir efeito nos planos 1 e 2 da adição da massa de teste no plano 1 – $[V_{11}, V_{21}]$ e $[F_{11}, F_{21}]$;
- vii. Remover m_1 do plano 1 e adicionar segunda massa de teste (m_2) conhecida em posição conhecida no plano 2;
- viii. Medir efeito nos planos 1 e 2 da adição da massa de teste no plano 2 – $[V_{12}, V_{22}]$ e $[F_{12}, F_{22}]$;

5.3 Estimativa da Massa de Teste

A escolha adequada da massa de teste é essencial para o sucesso do balanceamento. Isso se deve ao fato de que a resposta causada pela adição da massa teste pode ser prejudicial devido sua grande influência.

Para isso, é necessário aplicar técnicas de estimativa da massa de teste. Na bibliografia, é possível encontrar algumas fórmulas em função principalmente da vibração inicial do equipamento, da velocidade de rotação ou do desbalanceamento residual permissível. No entanto, a fórmula que será usada no presente projeto será a em função da velocidade de rotação. A estimativa da massa de teste é dada por:

$$mt = \frac{90 \cdot P}{\left(\frac{rpm}{1000}\right)^2 \cdot R} \quad (\text{Eq. 39})$$

Onde:

mt – Massa de teste em gramas [g];

P – peso do rotor em quilogramas [kg];

rpm – Rotação do rotor;

R – Raio da posição da massa de teste em milímetro [mm]

Através de medições, verificou-se que P = 1,729 kg e R = 69,2 mm. Sendo assim, a estimativa da massa teste para cada uma das duas rotações será:

$$mt_{1200 \text{ rpm}} = 2,25 \text{ g}$$

$$mt_{1800 \text{ rpm}} = 1,6 \text{ g}$$

Como foi muito difícil encontrar massas tão pequenas, as massas utilizadas para os testes foram:

$$m_1 = m_2 = 4g$$

5.4 Testes Realizados

Foram realizados dois testes no laboratório. No primeiro teste, foi definida a velocidade de rotação de 1200 rpm, e as massas de teste foram posicionadas em posições diferentes nos dois planos em relação ao zero adotado como referência (ver Figura 5.6). No segundo teste, a velocidade de rotação foi alterada para 1800 rpm. As massas desbalanceadoras em todos os testes foram iguais, só alterando a posição delas do primeiro pro segundo teste. As ilustrações a seguir tentam mostrar a posição da massa teste (círculo vermelho) em cada um dos planos de cada teste. A primeira imagem mostra as referências adotadas. É importante ressaltar que o zero de referência é a posição do *trigger*.

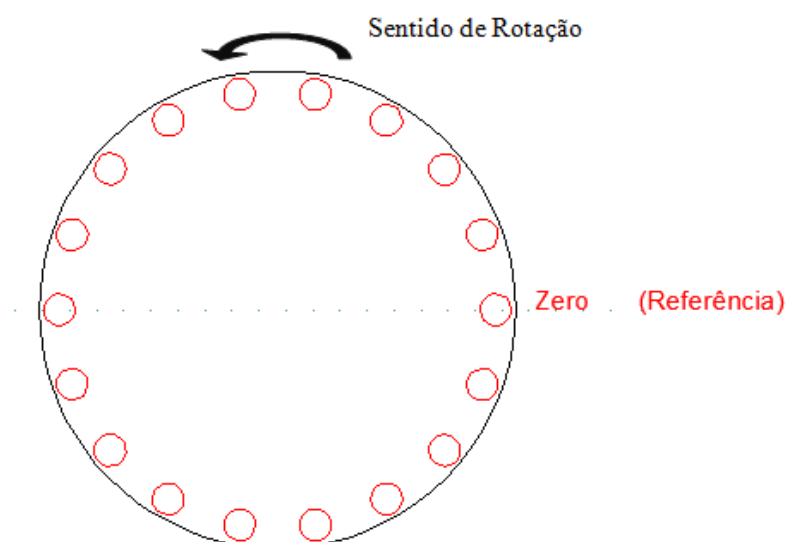


Figura 5.6 – Referências Adotadas

Teste 1 – 1200 rpm	
Plano 1	Plano 2
Teste 2 – 1800 rpm	
Plano 1	Plano 2

Figura 5.7 - Posição da Massa de Teste

5.4.1 Dados Coletados

Como foram usados acelerômetros, os dados que foram coletados foram acelerações em função da gravidade em m/s^2 . Para realização dos cálculos supracitados, é necessário converter esses valores para velocidades em mm/s . Sendo assim, é preciso assumir que a solução é harmônica, ou seja:

$$u(t) = U \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (\text{Eq. 40})$$

A velocidade será, portanto:

$$\dot{u}(t) = \omega \cdot U \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (\text{Eq. 41})$$

E a aceleração é expressa por:

$$\ddot{u}(t) = -\omega^2 \cdot U \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (\text{Eq. 42})$$

Como o que nos interessa são apenas os picos, os dados que foram coletados são:

$$\ddot{u}(t) = -\omega^2 \cdot U \quad (\text{Eq. 43})$$

$$\ddot{u}(t) = -\omega \cdot (\omega \cdot U) \quad (\text{Eq. 44})$$

Da (Eq. 41), temos que o pico é dado por:

$$\dot{u}(t) = \omega \cdot U \quad (\text{Eq. 45})$$

Logo,

$$\dot{u}(t) = \omega \cdot U \quad (\text{Eq. 46})$$

$$\dot{u}(t) = -\frac{\ddot{u}(t)}{\omega} \quad (\text{Eq. 47})$$

Como $\omega = 2 \cdot \pi \cdot N/60$, com N = rotações por minuto e a velocidade que se deseja é em mm/s , então:

$$\dot{u}(t) = -\frac{\ddot{u}(t)}{2 \cdot \pi \cdot \frac{N}{60}} \times 1000 \quad (\text{Eq. 48})$$

Os dados coletados para cada um dos testes podem ser vistos na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Dados Coletados

1200 RPM					
Original					Teste 1
V ₁₀	-24,08 m/s ²		V ₂₀	-44,78 m/s ²	
F ₁₀	94,5°		F ₂₀	102,5°	
Massa Teste no Plano 1					
V ₁₁	-21,55 m/s ²		V ₂₁	-39,44 m/s ²	
F ₁₁	82,6°		F ₂₁	90,1°	
Massa Teste no Plano 2					
V ₁₂	-17,89 m/s ²		V ₂₂	-32,51 m/s ²	
F ₁₂	124,6°		F ₂₂	133,4°	

1800 RPM					
Original					Teste 2
V ₁₀	-13,01 m/s ²		V ₂₀	-39,40 m/s ²	
F ₁₀	-176,4°		F ₂₀	-177,0°	
Massa Teste no Plano 1					
V ₁₁	-15,40 m/s ²		V ₂₁	-44,03 m/s ²	
F ₁₁	175,0°		F ₂₁	177,7°	
Massa Teste no Plano 2					
V ₁₂	-11,38 m/s ²		V ₂₂	-37,37 m/s ²	
F ₁₂	-180,0°		F ₂₂	173,4°	

5.4.2 Planilha de Cálculos

A fim de dinamizar o processo, foi elaborada uma planilha para execução dos cálculos mostrados no tópico 4.2. Nela, o usuário precisa apenas entrar com as amplitudes e fases medidas, assim como a massa de teste de cada plano com sua respectiva posição, como pode ser visto na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Planilha de Cálculos

Balanceamento Dinâmico de Rotores							
		Plano 1			Plano 2		
Massa de Teste m1	Posição	V10			V20		
		F10			F20		
Massa de Teste m2	Posição	V11			V21		
		F11			F21		
Massa de Teste m2	Posição	V12			V22		
		F12			F22		

Massas de Correção	mc1

Ângulo das Massas de Correção	θ1

mc2	

θ2	

Apenas os campos com a cor verde devem ser alterados. As massas de correção com seus respectivos ângulos de posição (em relação à referência adotada) serão calculados instantaneamente.

Esta planilha foi verificada com exemplos da referência (9).

5.5 Resultados Obtidos

Para cada um dos testes, foram calculadas, para os dois planos, as massas e respectivas posições necessárias para balancear a máquina. Os resultados estão apresentados nas tabelas a seguir:

Tabela 5.3 - Resultados do Teste 1

Teste 1		Balanceamento Dinâmico de Rotores					
		Plano 1			Plano 2		
		V ₁₀	-20,06	mm/s	V ₂₀	-37,32	mm/s
Massa de Teste m1	Posição	F ₁₀	94,5°		F ₂₀	102,5°	
4,00 g	200,0°	V ₁₁	-17,96	mm/s	V ₂₁	-32,87	mm/s
		F ₁₁	82,6°		F ₂₁	90,1°	
Massa de Teste m2	Posição	V ₁₂	-14,91	mm/s	V ₂₂	-27,09	mm/s
4,00 g	120,0°	F ₁₂	124,6°		F ₂₂	133,4°	

Massas de Correção	mc1
	9,21 g

mc2
6,88 g

Ângulo das Massas de Correção	Θ1
	-278,42°

Θ2
-162,90°

Tabela 5.4 - Resultados do Teste 2

Teste 2		Balanceamento Dinâmico de Rotores					
		Plano 1		mm/s	Plano 2		mm/s
		V ₁₀	-13,01		V ₂₀	-39,45	
		F ₁₀	-176,4°		F ₂₀	-177,0°	
Massa de Teste m1	Posição						
4,00 g	60,0°	V ₁₁	-15,40	mm/s	V ₂₁	-44,03	mm/s
		F ₁₁	175,0°		F ₂₁	177,7°	
Massa de Teste m2	Posição						
4,00 g	300,0°	V ₁₂	-11,38	mm/s	V ₂₂	-37,37	mm/s
		F ₁₂	-180,0°		F ₂₂	173,4°	

Massas de Correção	mc1
	16,23 g

mc2
12,84 g

Ângulo das Massas de Correção	Θ1
	-48,35°

Θ2
-160,10°

6 Análise dos Resultados

A partir da análise de resultados, será visto se o método aplicado gerou resultados coerentes com os esperados.

Como as massas que provocaram o desbalanceamento foram previamente pesadas, e suas posições eram conhecidas, é possível ver se o resultado apresenta valores razoáveis.

No primeiro teste, para a rotação de 1200 rpm, foi colocada, no plano 1, uma massa desbalanceadora de 17 gramas a 260° da referência. No plano 2, foi colocada uma massa de 11 gramas a 40°. Assim sendo, as massas de correção dos dois planos deveriam ter os mesmos valores e os ângulos de posição destas deveriam estar a 180 graus das massas desbalanceadoras, ou seja, no plano 1 a massa de correção deveria estar a 80° e no plano 2 deveria estar a 220° da referência. Na Figura 6.1, é possível visualizar a posição da massa desbalanceadora (em vermelho) e da massa de correção resultante (em verde) em cada plano para o primeiro teste.

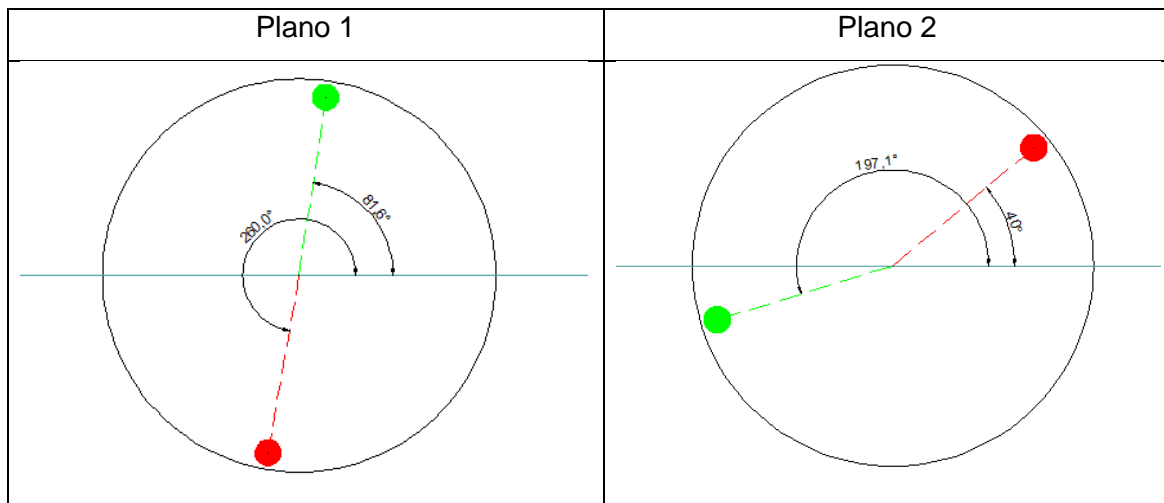


Figura 6.1 - Posição das Massas Desbalanceadoras e de Correção – Teste 1

Sejam 'mc' referente às massas de correção e 'md' referentes às massas desbalanceadoras, as massas de correção apresentaram os seguintes desvios δ dos valores esperados:

$$\delta_{mc1}^{teste\ 1} = \frac{md1 - mc1}{md1} = \frac{17 - 9,21}{17} = 45,8\%$$

$$\delta_{mc2}^{teste\ 1} = \frac{md2 - mc2}{md2} = \frac{11 - 6,88}{11} = 37,45\%$$

Os desvios para os ângulos foram calculados em relação aos ângulos esperados (θ_{esp}) para a massa de correção, isto é, a exatamente 180° de distância das massas desbalanceadoras.

$$\delta_{\theta1}^{teste\ 1} = \frac{\theta_{esp1} - \theta_1}{\theta_{esp1}} = \frac{|80 - 81,58|}{80} = 1,975\%$$

$$\delta_{\theta 2}^{teste 1} = \frac{\theta_{esp 2} - \theta_2}{\theta_{esp 2}} = \frac{220 - 197,1}{220} = 10,41\%$$

No segundo teste, para a rotação de 1800 rpm, foi colocada, no plano 1, uma massa desbalanceadora de 15 gramas a 160° da referência. No plano 2, foi colocada uma massa de 20 gramas a 60°. Assim como no teste 1, as massas de correção dos dois planos deveriam ter os mesmos valores das desbalanceadoras se os ângulos de posição destas deveriam estar a 180° das massas desbalanceadoras, ou seja, no plano 1 a massa de correção deveria estar a 340° e no plano 2 deveria estar a 240° da referência. Na Figura 6.2, é possível visualizar a posição da massa desbalanceadora (em vermelho) e da massa de correção resultante (em verde) em cada plano para o primeiro teste.

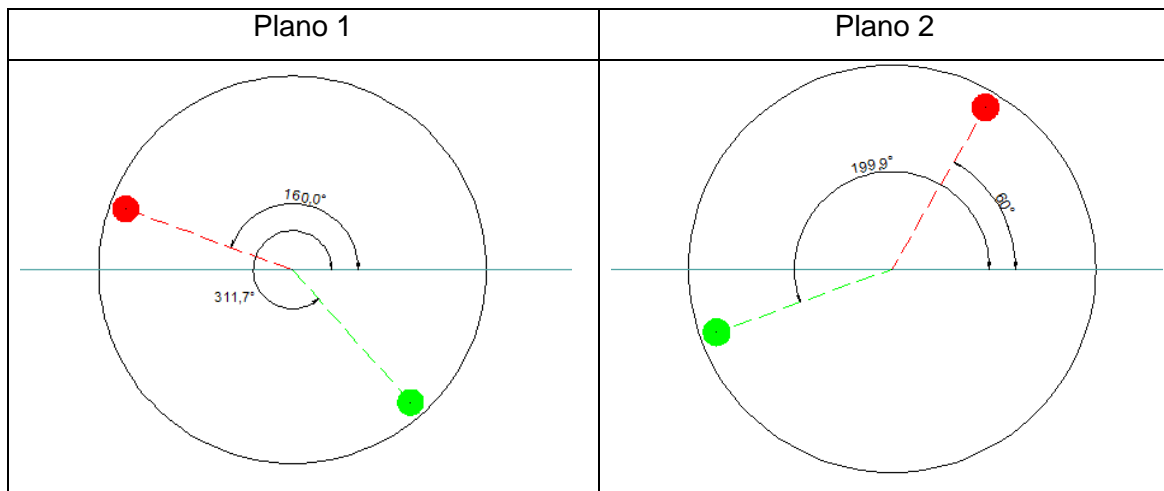


Figura 6.2 - Posição das Massas Desbalanceadoras e de Correção – Teste 2

As massas de correção apresentaram os seguintes desvios δ dos valores esperados:

$$\delta_{mc 1}^{teste 2} = \frac{md1 - mc1}{md1} = \frac{|15 - 16,23|}{15} = 8,2\%$$

$$\delta_{mc 2}^{teste 2} = \frac{md2 - mc2}{md2} = \frac{20 - 12,84}{20} = 35,8\%$$

Já os desvios para os ângulos das massas de correção em relação aos valores esperados foram:

$$\delta_{\theta 1}^{teste 2} = \frac{\theta_{esp 1} - \theta_1}{\theta_{esp 1}} = \frac{340 - 311,65}{340} = 8,34\%$$

$$\delta_{\theta 2}^{teste 2} = \frac{\theta_{esp 2} - \theta_2}{\theta_{esp 2}} = \frac{240 - 199,9}{240} = 16,71\%$$

De uma maneira geral, os desvios não apresentaram valores muito altos. Os maiores desvios foram encontrados nas massas de correção do primeiro teste, mas não superaram 50%. Como o método é um método dinâmico, ou seja, o balanceamento deve ser feito nos dois planos simultaneamente, é possível que os

valores encontrados para cada um dos planos, quando posicionados simultaneamente, reduzam a amplitude de vibração da máquina. Assim sendo, é relevante posicionar as massas de correção sugeridas pelo método nas posições sugeridas para constatar se as amplitudes de vibração irão de fato diminuir.

Teste 1 – 1200 RPM

Ao realizar o posicionamento das massas de correção para a condição do primeiro teste, é possível verificar uma redução considerável na amplitude de vibração nas medições dos dois planos. A Figura 6.3 e a Figura 6.5 mostram as amplitudes de pico de vibração RMS dos planos 1 e 2, respectivamente, antes do balanceamento. A Figura 6.4 e a Figura 6.6 mostram os valores após o processo de balanceamento.

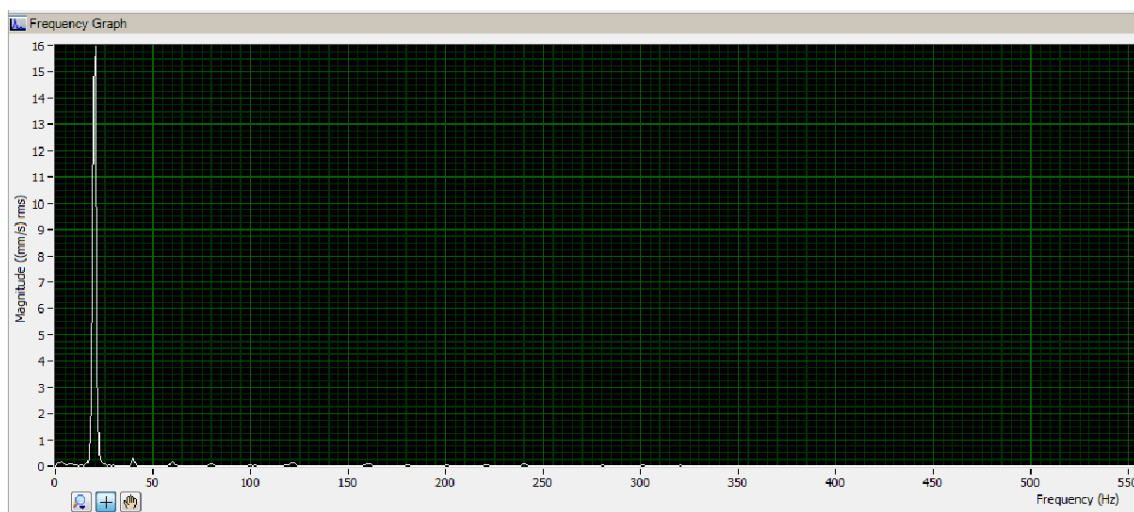


Figura 6.3 - Amplitude de Vibração em mm/s (rms) no Plano 1 Antes do Balanceamento - Teste 1

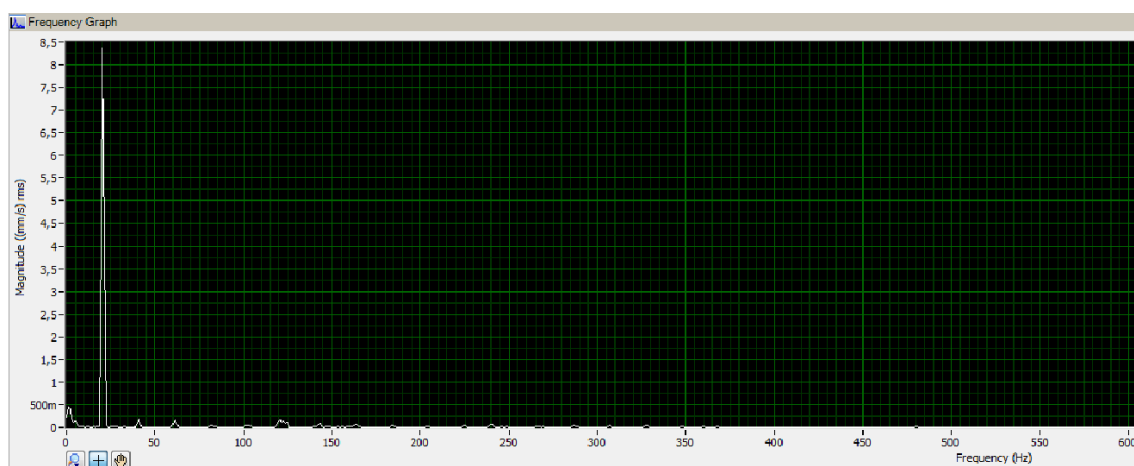


Figura 6.4 - Amplitude de Vibração em mm/s (rms) no Plano 1 Depois do Balanceamento - Teste 1

Nesse plano, o pico da vibração reduziu de aproximadamente 16 mm/s RMS para aproximadamente 8,3 mm/s RMS. Sendo assim, nessa condição a redução foi de aproximadamente 48,13%.

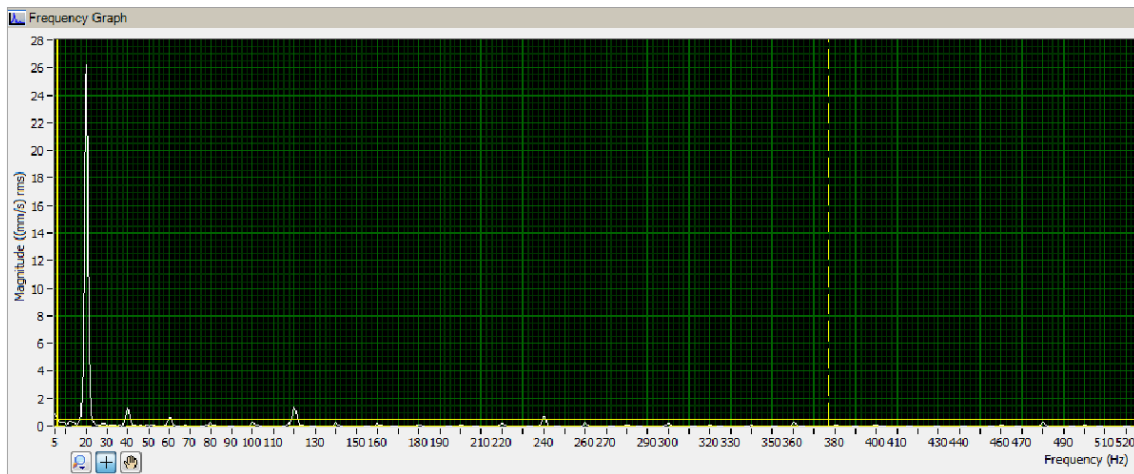


Figura 6.5 - Amplitude de Vibração em mm/s (rms) no Plano 2 Antes do Balanceamento - Teste 1

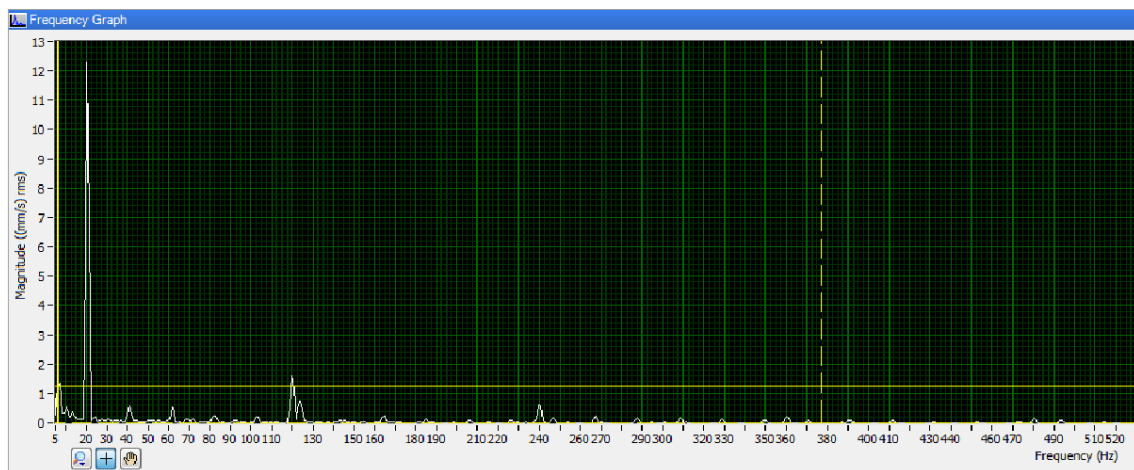


Figura 6.6 - Amplitude de Vibração em mm/s (rms) no Plano 2 Depois do Balanceamento - Teste 1

No plano 2, o pico da vibração reduziu de aproximadamente 26 mm/s RMS para aproximadamente 12 mm/s RMS. Sendo assim, nessa condição a redução foi de aproximadamente 53,8%.

Teste 2 – 1800 RPM

De maneira similar, ao realizar o posicionamento das massas de correção para a condição do segundo teste, também é possível verificar uma redução considerável na amplitude de vibração nas medições dos dois planos. A Figura 6.7 e a Figura 6.9 mostram as amplitudes de pico de vibração RMS dos planos 1 e 2, respectivamente, antes do balanceamento. A Figura 6.8 e a Figura 6.10 mostram os valores após o processo de balanceamento.

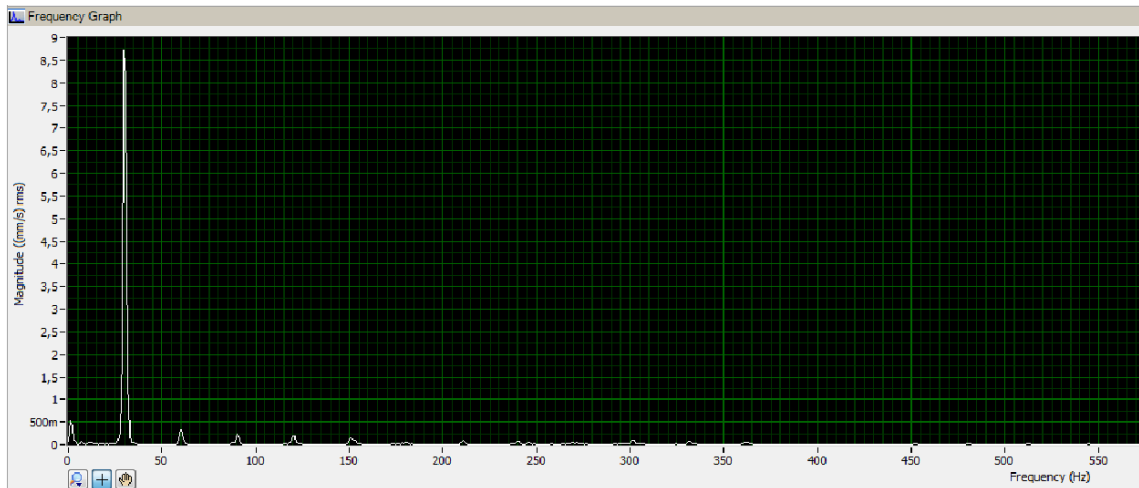


Figura 6.7 - Amplitude de Vibração em mm/s (rms) no Plano 1 Antes do Balanceamento - Teste 2

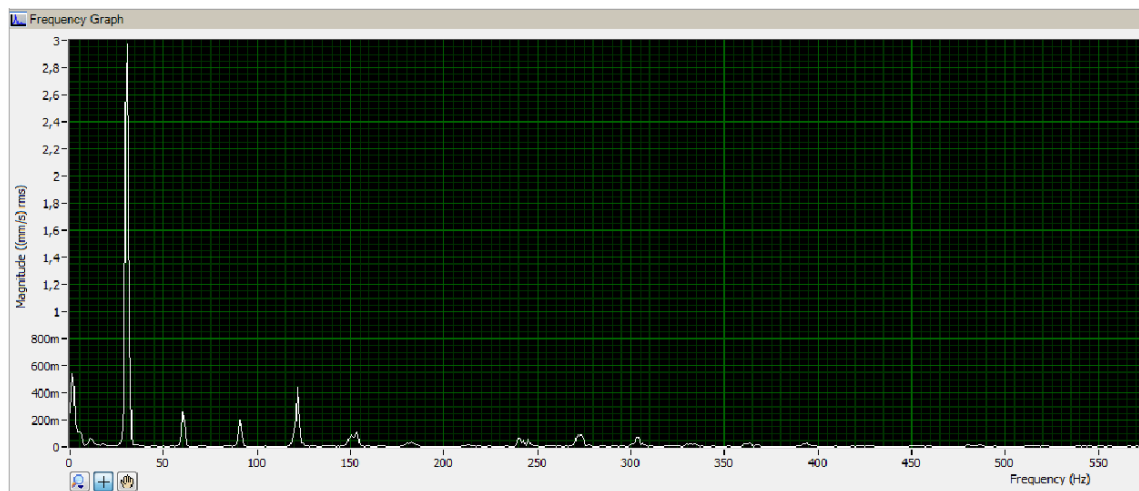


Figura 6.8 - Amplitude de Vibração em mm/s (rms) no Plano 1 Depois do Balanceamento - Teste 2

Observe que, neste plano, o pico da vibração reduziu de aproximadamente 8,75 mm/s RMS para aproximadamente 3 mm/s RMS. Sendo assim, nessa condição a redução foi de aproximadamente 65,7%.

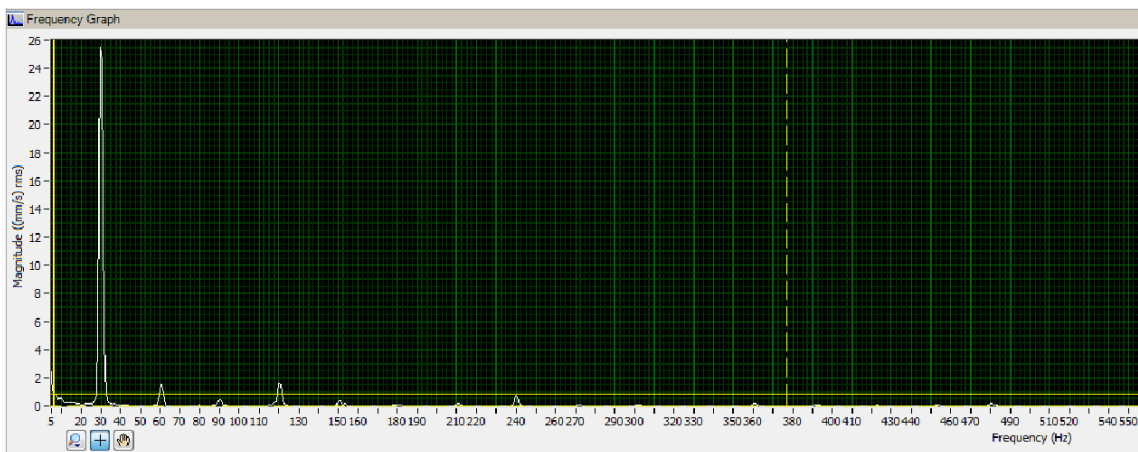


Figura 6.9 - Amplitude de Vibração em mm/s (rms) no Plano 2 Antes do Balanceamento - Teste 2

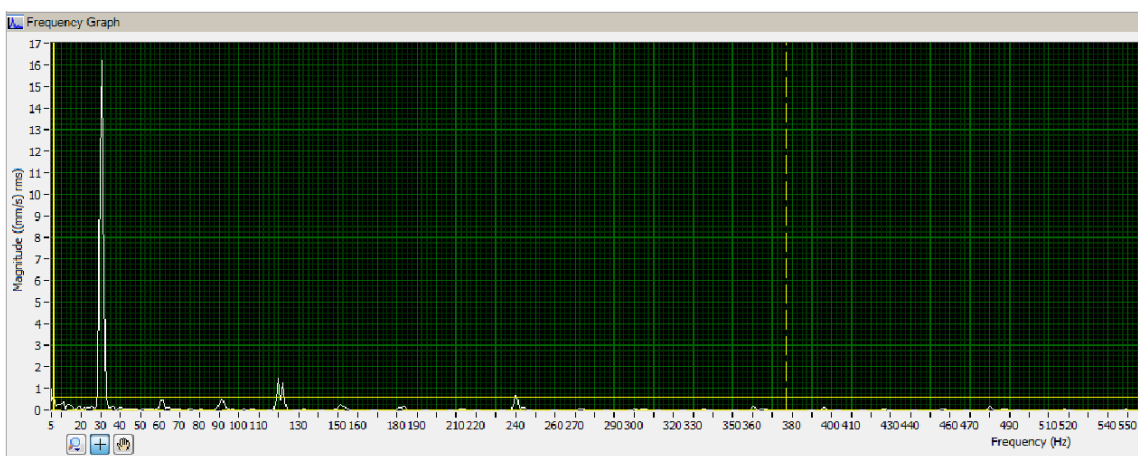


Figura 6.10 - Amplitude de Vibração em mm/s (rms) no Plano 2 Depois do Balanceamento - Teste 2

Para esse plano, o pico da vibração reduziu de aproximadamente 26 mm/s RMS para aproximadamente 16 mm/s RMS. Sendo assim, nessa condição a redução foi de aproximadamente 38,5%.

7 Considerações Finais

O desenvolvimento desse projeto possibilitou perceber a importância do processo de balanceamento para o bom funcionamento das máquinas rotativas. Em grandes turbomáquinas, turbocompressores e turbo-geradores presentes em plataformas de petróleo, o problema é particularmente importante dada às dificuldades de manutenção dessas máquinas importadas.

Na análise de resultados, foi possível verificar que o método utilizado gerou resultados que reduziram em até 65% o desbalanceamento. Como foi falado, é praticamente impossível reduzir o desbalanceamento a zero. O ideal é que se alcancem valores dentro dos padrões aceitáveis segundo a norma ISO-1940/1. No entanto, os testes foram realizados em um equipamento experimental, cuja qualidade de balanceamento não era conhecida, já que não constava na norma. Sendo assim, não foi possível verificar se o método reduziu o desbalanceamento aos níveis aceitáveis. É possível, porém, afirmar que até a menor redução, que foi de pouco menos que 40%, já é um valor bastante razoável.

Além dos testes realizados, foram realizados testes com rotações menores. No entanto, estes geraram resultados muito insatisfatórios. Com isso, se pode concluir que a aplicação do método para o procedimento experimental realizado é mais preciso para rotações mais altas.

Possivelmente, o método aplicado em escala real gerará resultados mais satisfatórios ainda. Na escala reduzida, no experimento realizado, houve muitos fatores que influenciaram negativamente nos resultados do método, como a sensibilidade dos aparelhos de aquisição e o tamanho do rotor experimental. Isso demonstra a necessidade da boa escolha de todo o aparato necessário para a aquisição dos dados em campo.

A correta escolha da massa de teste também é algo que é importante ressaltar. A fórmula sugerida pela literatura resultou em uma massa muito pequena para o rotor experimental. A massa de teste deve ser capaz de provocar amplitudes de vibração diferentes das originais, para que o método tenha êxito. Se a massa for muito pequena, ela não terá essa capacidade, dificultando o processo de balanceamento por meio do método dos coeficientes de influência.

Feitas as considerações, pode-se concluir que o balanceamento dinâmico de turbo-máquinas por meio do método dos coeficientes de influência apresentou resultados satisfatórios para os procedimentos aqui apresentados.

8 Recomendação de Trabalhos Futuros

Com o intuito de aprofundar ainda mais o estudo desta tão importante técnica de manutenção de turbo-máquinas, fica aqui a sugestão para estudos a serem desenvolvidos em trabalhos futuros:

- i. Realização do experimento em rotores mais longos e mais pesados: A escala tão reduzida do equipamento do laboratório pode ter sido um limitante para não encontrar resultados ainda mais satisfatórios. Um estudo com eixos mais longos e mais pesados seria muito apropriado. Um estudo com máquinas rotativas normatizadas pela ISO-1940/1 seria interessante, a fim de verificar se o método reduz, de fato, o desbalanceamento para o nível permissível estabelecido;
- ii. Balanceamento Dinâmico em n planos: Muitos equipamentos da indústria apresentam um número de mancais maior que 2. O método apresentado no presente projeto até pode ser aplicado nessa situação, porém seria bastante demorado, já que teria que ser realizado de 2 em 2 planos. Existem métodos na literatura que contemplam o balanceamento dinâmico em n planos e um estudo da teoria e da prática desses métodos seria bastante desafiador;
- iii. Desenvolvimento de Ferramenta Computacional: A planilha desenvolvida e utilizada neste projeto pode ser transformada em um *software* com uma interface mais agradável para o usuário. A ferramenta pode permitir que o usuário escolha em quantos planos ele quer balancear e qual método ele quer utilizar. O algoritmo apresentado na planilha seria apenas uma das opções para o usuário.

9 Bibliografia

1. **Junior, Joilson de Souza Rangel.***Análise Rotodinâmica de Equipamentos Sujeitos a Desbalanceamento Estático, Dinâmico e Modal.* 2008.
2. **Arco-Verde, Melquesedeque Melo.***Identificação de Falhas em Sistemas Rotativos Empregando Técnicas Não-Lineares.* Rio de Janeiro : Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2008.
3. **ISO, International Standard Organisation** -.*Mechanical vibration — Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state.* 2003.
4. **Fox, Randy, et al., et al.***Tutorium on Balancing Principles with Application.* Mumbai : IRD Mechanalysis, Inc.
5. **Góz, Ricardo Damião.***Balanceamento de Rotores.* s.l. : R&T Análise de Vibrações e Balanceamento, 2013.
6. **Siemens.** Siemens. *SWE Siemens.* [Online] 2013. [Citado em: 11 de 08 de 2013.] https://www.swe.siemens.com/portugal/web_nwa/pt/portalinternet/quemsomos/negocios/energy/noticias_eventos/noticias/pages/siemens_ganha_premio_inovacao_na_area_energia.aspx.
7. *Vibration Class.* **Det Norske Veritas.**Høvik : DNV, 2004.
8. **Landim, Diego.***Balanceamento de Rotores Utilizando os Métodos dos 3 Pontos e do Coeficiente de Influência.* Rio de Janeiro : Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013.
9. **Rao, Singiresu.***Vibrações Mecânicas.* [ed.] Roger Trimer. 4. São Paulo : Pearson, 2009. Vol. Único.
10. **Tiwari, Rajiv.***Dynamic Balancing of Rotors.* Guwahati : Indian Institute of Technology, 2008.
11. *Mecatronica Atual.* [Online] [Citado em: 05 de 08 de 2013.] http://www.mecatronicaatual.com.br/files/image/figura7_15_.jpg.